

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Podavač pro topný lis

Feeder for a Heating Press

Student:

Lukáš Michel

Vedoucí bakalářské práce

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2015

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Michel**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: Podavač pro topný lis
Feeder for a Heating Press

Zásady pro vypracování:

Navrhněte podavač pro topný lis.

Technické parametry:

- rozměr pracovního stolu 2250 mm x 2000 mm
- výška stolu 950 mm až 1000 mm.

Nakreslete sestavu podavače a svařenec rámu.

Seznam doporučené odborné literatury:

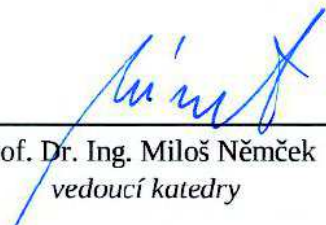
1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Zdeněk.: *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, František a kol.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KRÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka*. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. Fotodokumentace (elektronická).
8. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2015

Janha's Michel

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden vtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 11/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :15.5.2015.....

.....Lukáš Michel.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Lukáš Michel

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kolářská 9

Opava

746 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

MICHEL, L.: *Podavač pro topný lis, Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2015, 42 s. Vedoucí práce: Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením podavače k topnému lisu. Samotnému návrhu předchází průzkum oblastí použití podavačů ve výrobě a možností lineárních pohonů. Obsahem návrhu je vhodné řešení metody podávání, silové rozborů zatížených částí a pevnostní výpočty. Výkresová dokumentace je vytvořena pomocí programu AUTOCAD 2010. 3D model je vytvořen v programu SOLIDWORKS 2011.

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

MICHEL, L.: *Feeder for a Heating Press, Bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Mechanical Parts and Mechanisms, 2015, 42 p. Thesis Head: Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

This bachelor thesis is concerned with the designing of the feeder for a heating press. Before designing is done exploration of the areas where manipulators are used and the possibilities for the linear actuators. The content of the proposal is to choose appropriate solution for feeding, to make a force analysis of the stressed parts and perform strength calculations. The drawing documentation is created using AUTOCAD 2010. The 3D model is made in SOLIDWORKS 2011.

Obsah

1.	Úvod.....	10
1.1	Cíle bakalářské práce.....	10
2.	Zadavatel práce	11
3.	Typy podavačů	12
3.1	Podavače pro sypké materiály	12
3.2	Podavače pro kusové materiály	13
4.	Vlastní návrh konstrukce a popis jednotlivých částí	17
4.1	Rám	18
4.2	Stůl.....	19
4.3	Vodící tyče.....	20
4.4	Zdvihací písty	20
4.5	Vedení stolu	21
4.6	Příčník.....	22
4.7	Posuv příčníku.....	23
5.	Pevnostní výpočty.....	24
5.1	Kontrola ozubených hřebenů na ohyb	24
5.2	Kontrola patek příčníku na ohyb	26
5.3	Výpočet koutových svarů patek na ohyb	28
5.5	Výpočet hnané hřídele	37
6.	Závěr	40
7.	Seznam použité literatury.....	41

Seznam použitého označení

a	velikost nosného průřezu svaru	[mm]
A	minimální délka uchycení hřebenů	[mm]
b_1	vnitřní šířka článku řetězu	[mm]
b_2	maximální šířka vnitřního článku	[mm]
b_d	hloubka drážek v hřebeni	[mm]
b_p	šířka patky příčnicku	[mm]
B	šířka nosného průřezu hřebene	[mm]
d_1	průměr válečku řetězu	[mm]
d_2	průměr čepu řetězu	[mm]
d_H	průměr hnací hřídele	[mm]
d_p	vnitřní průměr přidržovacích pneumatických pístů	[mm]
D_{ok}	roztečný průměr ozubeného kola	[mm]
$D_{t(1, 2, k)}$	roztečné průměry řetězových kol	[mm]
F_1	obvodová síla v řetězu	[N]
F_p	síla přidržovacího pístu	[N]
F_{Pt}	minimální zatížení při přetržení řetězu	[N]
F_{r1}	radiální síla v ozubení	[N]
F_{t1}	tečná síla v ozubení	[N]
G	tíhová síla příčnicku	[N]
h_d	šířka drážek v hřebeni	[mm]
h_p	výška patky příčnicku	[mm]
H	výška hřebene	[mm]

H'	výška nosného průřezu hřebene	[mm]
$i_{PŘ}$	převodový poměr dvoustupňové převodovky	[-]
k_D	součinitel dynamické bezpečnosti řetězu	[-]
k_S	součinitel statické bezpečnosti	[-]
$k_{(I, II)}$	koeficienty pro jednotlivé složky napětí ve koutovém svaru	[-]
L	celková délka řetězu	[mm]
l_I	zdvih přidržovacích pneumatických pístů	[mm]
$L_{(1, 2, 3, 4, 5)}$	délky řetězu na jednotlivých prvcích	[mm]
l_H	délka letmého konce hřídele	[mm]
l_{SV}	délka svarů patek	[mm]
L_h	délka ozubených hřebenů příčnicku	[mm]
$m_{(c, k, p)}$	hmotnost prvků příčnicku	[kg]
m_n	normální modul ozubení	[mm]
$M_{k(1, 2, M)}$	krouticí momenty	[N·mm]
$M_{O(h, hř, p, r, SV, t)}$	ohybové momenty	[N·mm]
$n_{(1, 2, M)}$	otáčky sga	[min ⁻¹]
p_v	tlak v kloubu řetězu	[MPa]
p_D	dovolený tlak	[MPa]
p_{VZD}	tlak stlačeného vzduchu z externího zdroje	[MPa]
$P_{(I, D, M)}$	výkony na jednotlivých prvcích řetězového převodu	[kW]
R_e	mez kluzu oceli	[MPa]
S_{KL}	plocha kloubu válečkového řetězu	[mm ²]

S_p	plocha pístu přidržovacích pneumatických válců	$[\text{mm}^2]$
t	rozteč válečkového řetězu	$[\text{mm}]$
u	převodový poměr řetězového převodu	$[-]$
u_{SK}	skutečný převodový poměr	$[-]$
Δu	tolerance převodového poměru	$[\%]$
v	obvodová rychlost řetězu	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
$W_O (h, h_f, p, SV)$	moduly průřezů v ohybu	$[\text{mm}^3]$
x	počet článků řetězu	$[-]$
$x_{(2, 1-k, 2-2, 2-k, k-k)}$	vzdálenosti vyplývající z konstrukčního řešení	$[\text{mm}]$
Y	součinitel rázů v řetězovém převodu	$[-]$
$Z (1, 2, k, ok)$	počty zubů	$[-]$
α, β	úhly plynoucí z konstrukčního řešení řetězového převodu	$[\circ]$
α_z	úhel záběru ozubení	$[\circ]$
β_{ok}	úhel sklonu zubů ozubeného kola	$[\circ]$
β_{SV}	součinitel velikosti koutového svaru	$[-]$
$\sigma_o (h, h_f, p)$	ohybové napětí	$[\text{MPa}]$
σ_{RED}	redukované napětí	$[\text{MPa}]$
τ_k	napětí v krutu	$[\text{MPa}]$
$\tau_{\perp}^{M_o}, \tau_{\parallel}^{F_p}$	složky napětí v koutovém svaru	$[\text{MPa}]$
$\omega_{1, 2}$	úhlové rychlosti	$[\text{s}^{-1}]$

1. Úvod

Podavače jsou zařízení, které jsou často používány ve strojírenské výrobě a to jak v sériové tak i v hromadné. Díky jejich aplikaci je možné zkrátit dobu potřebnou k vložení zpracovávaného kusu do stroje a zefektivnit tak výrobní proces. Použití podávacích zařízení je nutné v případě práce s těžkými břemeny nebo s předměty, které mají velké rozměry a tím je ztížená manipulace s nimi.

Tato bakalářská práce je zpracována pro firmu Presshydraulika, s.r.o. nacházející se v Opavě. Navrhované zařízení je určeno pro automobilový průmysl. Navrhovaný podavač je určen ke stávajícímu topnému lisu, který zpracovává koberce do interiéru a zavazadlových prostorů v autech. Proto musí být návrh proveden s ohledem na rozměry a vlastnosti tohoto lisu.

1.1 Cíle bakalářské práce

- uvedení oblasti použití podavačů ve strojní výrobě a typů podavačů
- rozbor navrhované konstrukce
- provedení pevnostních výpočtů hlavních částí
- tvorba 3D modelu celého zařízení
- tvorba vlastní výkresové dokumentace

2. Zadavatel práce

Zadavatelem bakalářské práce je firma Presshydraulika, s.r.o. se sídlem v Opavě. Tato firma byla založena roku 1999. Od této doby došlo k řadě modernizací výrobních zařízení a nyní jsou lisy dodávány do řady států Evropy i ve světě.

Firma je zaměřena hlavně na:

- hydraulické lisy v ucelených řadách (rámy typu C, O nebo sloupové)
- speciální hydraulické lisy dle oblasti použití (např. rovnací, gumárenské, pro zpracování keramických materiálů, pro zpracování výbušnin, knihařské)
- hydraulické agregáty a testovací stanice pro testy různých prvků
- speciální hydraulické dvojčinné válce a plunžry pro oblasti těžkého průmyslu
- systémy pro tlumení rázů vznikajících při střížných operacích
- hydraulické pojistky proti přetížení beranů mechanických lisů
- automatizovaná pracoviště a části výrobních linek pro velkosériovou a hromadnou výrobu v automobilovém průmyslu
- elektronické a softwarové vybavení strojů, zpracování dat
- modernizace a generální opravy starších strojů a linek
- měření doběhových parametrů lisů
- servis hydraulických lisů a jejich elektronického zařízení



Obr. 2.1 Hydraulický čtyřsloupový lis řady ZHS vyrobený firmou Presshydraulika [11]

3. Typy podavačů

Podavače jsou mechanická zařízení, která slouží k přepravě materiálů pomocí jednoduchých pohybů (např. rotační, přímočarý vratný). Zpravidla jsou vyrobeny přímo pro určitý typ stroje. Podávací zařízení v různých oblastech lze rozdělit dle typu dodávaného materiálu, a to na podavače pro sypké materiály a podavače pro kusové (pevné) materiály. Základní dva typy s ohledem na ovládání jsou ručně a programově řízené. Zároveň můžeme hovořit o strojích jednoúčelových nebo víceúčelových.

3.1 Podavače pro sypké materiály

Slouží k přepravě a dávkování převážně suchých sypkých materiálů. Oblasti hlavního použití jsou při zpracování a výrobě stavebních hmot a v potravinářském průmyslu. Směr pohybu dopravovaného materiálu může být jednosměrný nebo i obousměrný. Doprava může být také regulovatelná a vybavena vážícími prvky, jako jsou tenzometry.

Podle typu pohonu můžeme dělit podavače pro sypké materiály na:

- pásové
pro dopravu velkého množství materiálů často na velké vzdálenosti (obvykle až do 50 metrů)
- vibrační (třasadlové)
slouží k dopravě velkého množství materiálu na malé vzdálenosti (do 3 metrů)
- šnekové (obr. 3.1)
pro dopravu menšího množství než pásové a vibrační, možnost horizontálního, šikmého nebo i vertikálního uspořádání
- rotační
použití pro nestále periodické dávkování



Obr. 3.1 Šnekový podavač [16]

3.2 Podavače pro kusové materiály

Mechanické podavače pro pevné materiály umožňují přepravu s kontrolovanou orientací předmětu nebo bez kontroly. Může docházet také ke změně polohy během přepravy, kdy dojde například k otočení tělesa. Zdroj konaného pohybu může být z široké oblasti prvků a to elektromotory, pneumatickými prvky, hydraulickými prvky atd. Tyto zařízení konají často více na sobě nezávislých pohybů.

Pokud hovoříme o průmyslových podavačích, tak se jedná o zařízení s pevným programem. To znamená, že mají řídicí systém uzpůsobený pro vykonávání jednoho daného cyklu. Při tomto cyklu je možné manipulovat s tělesy odlišných rozměrů. Není ale možné provést změnu na v principu zcela odlišný cyklus bez výrazné programové změny.

Podávané předměty mohou mít až šest stupňů volnosti (posuvy ve třech osách a natočení kolem os). V případě podavačů však nejsou umožněny všechny z nich. Je možno například posunout těleso ve dvou osách a natočit jej kolem jedné osy. Pokud je požadováno při přepravě materiálů všech šest stupňů volnosti, jedná se o manipulaci konanou roboty. Robotická zařízení jsou však značně složitější a mají vyšší nároky na pořizovací cenu a provozní náklady.

Hlavním účelem, pro který je manipulátor zařazen do provozu, je zrychlení výroby. Často je ale jejich aplikace do procesu nutná. A to v místech, kde není vhodné provádět manipulaci s lehkými břemeny pomocí lidské síly. Jedná se o velmi prašné prostředí nebo prostředí s vysokou teplotou. Dalšími výhodami získanými aplikací podavačů jsou možnost vyššího rozsahu pohybů, vyšší přesnosti polohování a zvětšení maximálního zatížení. V procesu je pak možné podávací zařízení vybavit uchopovacími prvky jakou jsou hlavice, kleště atd. pro manipulaci s přesným typem materiálu.

Obdobně jako v případě podavačů pro sypké materiály je možnost i u kusových materiálů aplikovat počítací nebo vážící techniku. Oproti tomu v případě kusových materiálů je možno aplikovat ještě navíc snímací čidla a senzory, které hlídají polohu přepravovaného materiálu. Pro zajištění pohybu je použita široká řada prvků. Můžou to být například elektromotory, servomotory, převodovky, pohybové šrouby, řemenové a řetězové převody, pneumatická a hydraulická technika nebo elektromagnetická zařízení.

S ohledem na polohu zařízení můžeme hovořit o dvou základních typech. První je zařízení s pevnou polohou, kdy je pevně ukotveno a obsluhuje jeden nebo více strojů. Druhou z možností je mobilní zařízení, které se většinou pohybuje pouze v dané trajektorii (např. po kolejích). Takto je možné dopravovat větší materiály ze skladu přímo do zařízení

Rozdělení podávacích zařízení pro kusovou výrobu dle oblasti použití:

- kovací (hutní) manipulátory

Jsou určeny pro manipulaci s velkými a těžkými výkovky mezi ohřívacím zařízením a kovacím lisem nebo bucharem. Většinou slouží i k držení a měnění polohy výkovku během celého procesu kování. Tyto zařízení disponují velkou maximální nosností, kdy jsou standardně vyráběny pro břemena od 3 do 160 tun. Pro nutnost manipulace s většími břemeny je možné najít i exempláře pro několikasetunové výkovky.

Hlavním prvkem tohoto stroje je tuhý rám, ve kterém je umístěna skříň nosníku uchopovacích kleští. Zde se také nachází mechanismy pro svírání a otáčení kleští včetně přepravovaného kusu.

Pro zajištění pohybu a natáčení jsou použity hydraulické prvky s vakuovými agregáty. Tlumení vznikajících rázů během kování je v manipulátoru tlumeno systémem neumo-hydraulických pružin.



Obr. 3.2 Kovací manipulátor vyráběný firmou Žďas [17]

- zařízení pro manipulaci s rolemi papíru a plechovými svitky

Jsou používány tam, kde je potřeba přesouvat celé velmi těžké svitky plechu nebo role papíru. Jsou to tedy provozy papíren, výrobcí plechů, velkosklady hutního materiálu a lisovny v automobilkách. V této oblasti použití může být podavač určen pro zavěšení na jeřábový hák nebo jako samostatné zařízení.

Jelikož se jedná o manipulaci s těžkými břemeny, často i ve vyšších výškách, je nutné kleště opatřit řadou snímačů, které hlídají sevření břemene. V praxi jsou také opatřeny snímači hlídajícími přítomnost přenášeného břemene. Není tedy možné během transportu svitku otevřít kleště a tím uvolnit svitek.

V případě hutního průmyslu je výhodou možnost univerzálního provedení pro uchopování svitku i plechů. Pro tuto změnu je nutné vyměnit uchopovací ramena.



*Obr. 3.3 Zařízení pro podávání a ukládání rolí papíru vyrobené firmou
Prestar [16]*

- podavače pro skleněné tabule

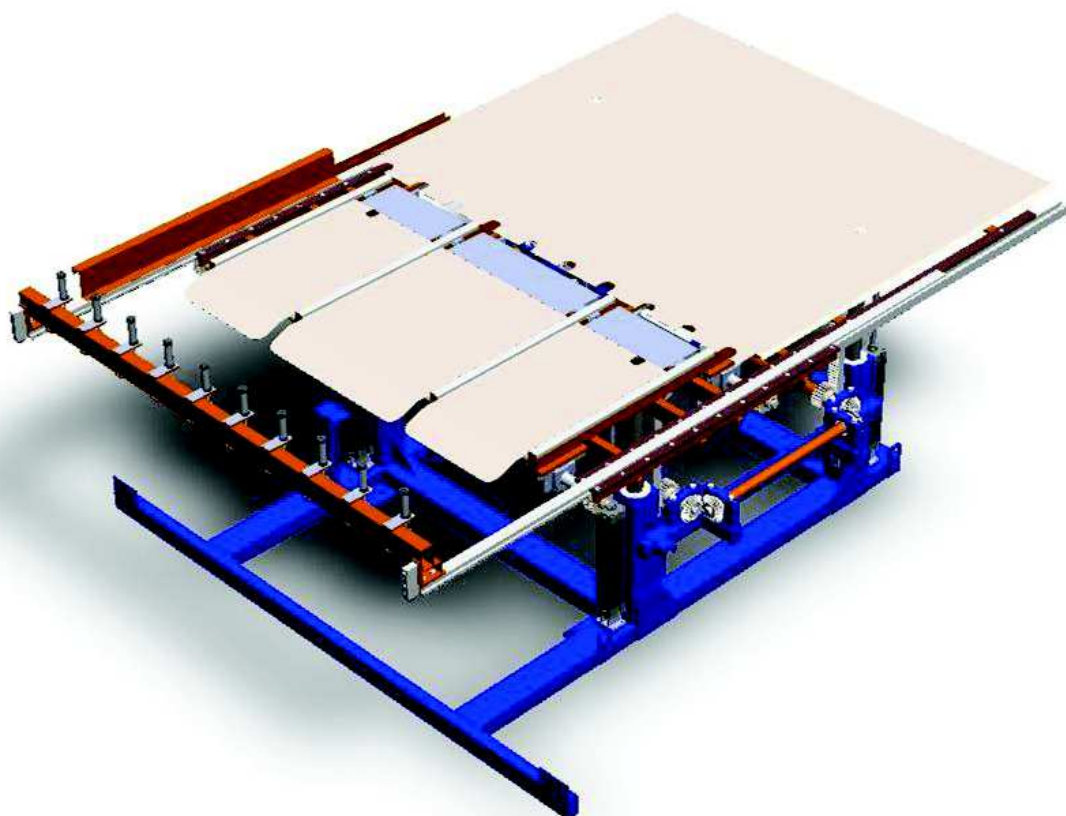
Hlavním důvodem použití podavačů v tomto odvětví je nebezpečná manipulace se sklem. Často mohou mít tabule větších rozměrů vysokou hmotnost. Pro použití manipulace se sklem jsou opatřeny přísavkovými hlavami, které uchopí tabuli s hladkým povrchem bez jakéhokoli poškození. Specifikem při manipulaci se skleněnými tabulemi je konání pouze přímočarých posuvů.



Obr. 3.4 Podavač pro práci se skleněnými tabulemi firmy Damatic [15]

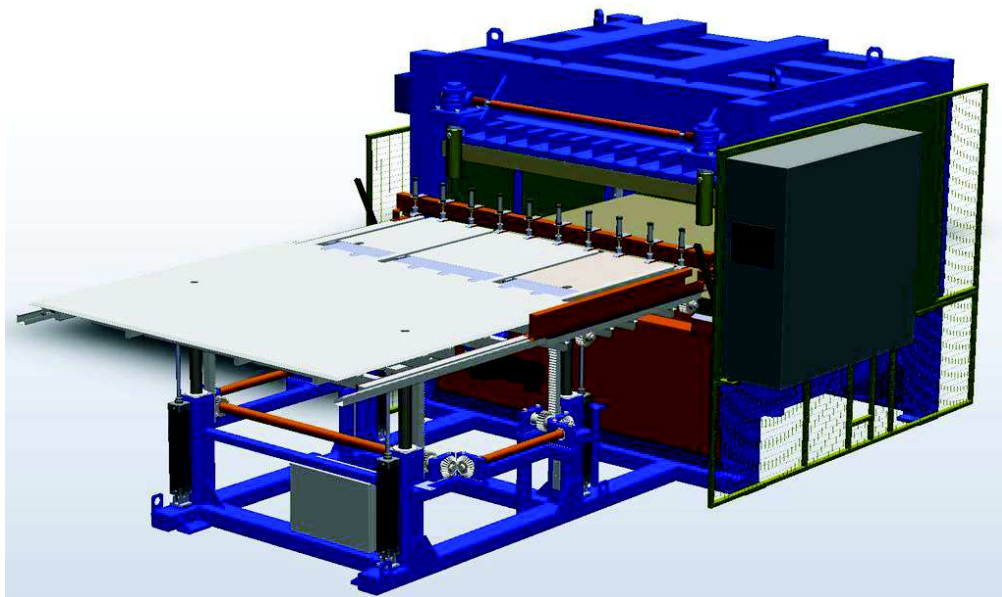
4. Vlastní návrh konstrukce a popis jednotlivých částí

Cílem je navržení samostatně stojícího podávacího zařízení k topnému lisu dle požadavků zákazníka. Podávací zařízení bude do topné pece vkládat koberce o rozměru 2250x2250 mm. Hmotnost jednoho kusu je cca $m_k = 30$ kg. Obsluha umístí zpracovávaný koberec na stůl podavače. Poté je automaticky uchopen pomocí příčnicku a vtažen do pracovního prostoru topného lisu.



Obr. 4.1 Manipulátor pro topný lis

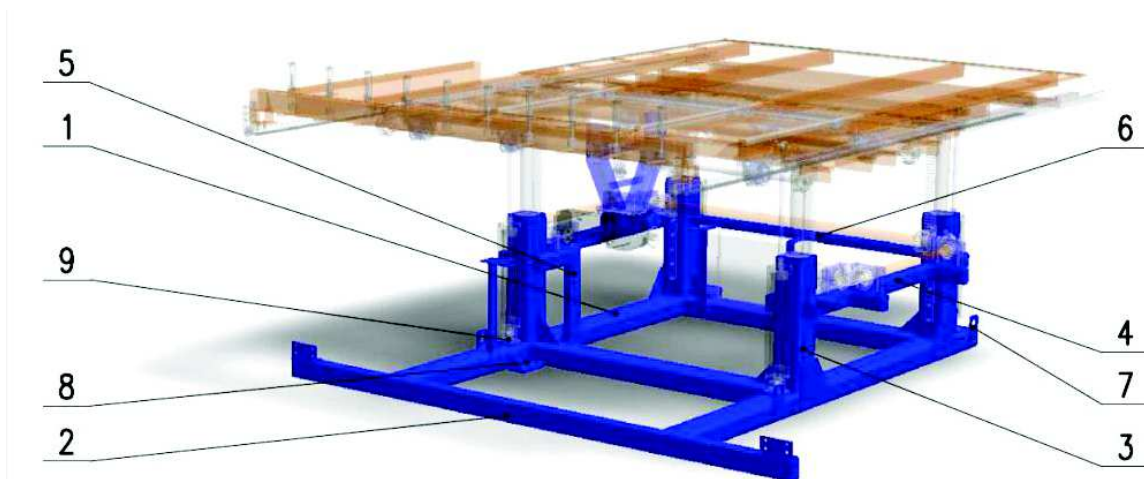
S ohledem na potřebnou technologii výroby a zpracování koberců je nutné použít topné lisy. Teplota topných desek v pracovním prostoru je 200 °C. Podavač je určen pro vtažení polotovaru pro výrobu finálních koberců. Polotovar má tloušťku cca 5 až 10 mm a velké rozměry. Navíc se jedná o velmi měkký materiál ve formě „fleecu“ z plastových nebo přírodních recyklovaných vláken. Vlákná v těchto polotovarech jsou netkaná, mají teda náhodnou orientaci. K dosažení dobrých vlastností hotového produktu je nutné nejprve polotovar zahřát v topném lisu, tím dojde k nutnému technologickému zpracování. Materiál je poté z pracovního prostoru vytažen a lisován v studených formách dle požadavků na aplikaci v automobilu.



Obr. 4.2 Sestavení podavače a topného lisu

4.1 Rám

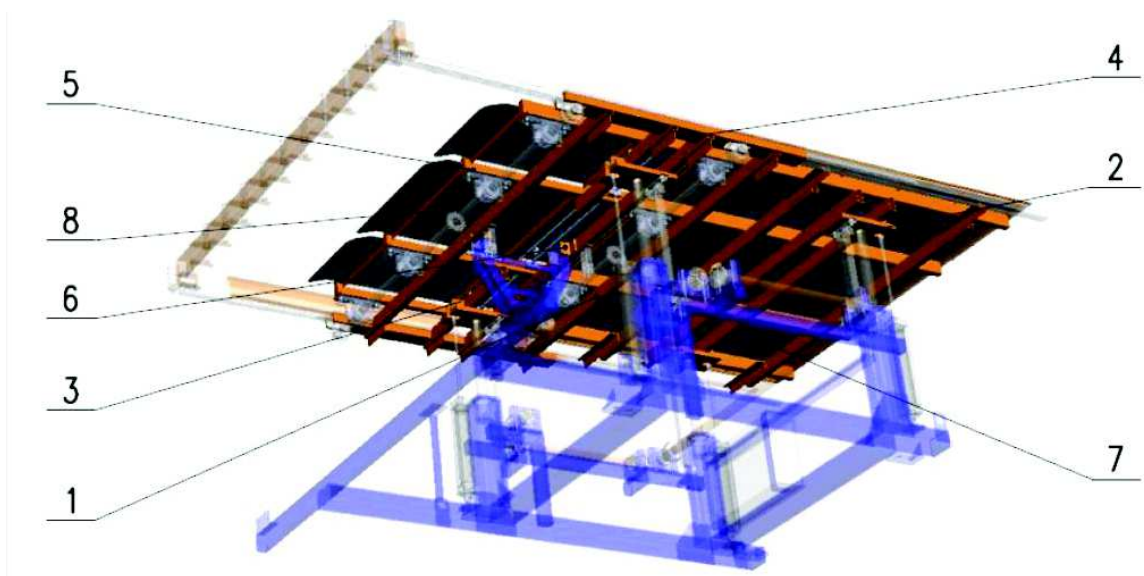
Rám podavače je navržen jako svařenec z ocelových obdélníkových a čtvercových profilů. Základna je svařena z obdélníkových profilů velikosti 150x100x8 (na obr. 4.2 pozice 1). K těmto profilům je přivařen obdélníkový profil o rozměru 100x60x3 (pozice 2). Funkce tohoto prvku v sestavě je připojení podavače k topnému lisu pomocí šroubů a zajištění potřebné polohy. K základně jsou přivařeny další profily čtvercového průřezu o rozměrech 150x150x8 (pozice 3). Délka těchto sloupů je navržena s ohledem na dodržení požadované výšky stolu a jeho zdvih. S ohledem na dostatečnou tuhost rámu jsou spoje sloupky – základna vyztuženy pomocí trojúhelníků a zpevňovacích plechů. Na horní čelní ploše se nachází osazené otvory pro uchycení pouzder pro vodící tyče. Další z prvků rámu (pozice 4 a 5) jsou určeny pro umístění ložiskových domků vedení stolu. Ložiskové domky jsou uchyceny pomocí šroubů. Z tohoto důvodu je nutné z horní strany přivařit plochou tyč o tloušťce 10 mm, aby bylo možné zhotovit do rámu přímo závity s potřebnou délkou. V zadní části je mezi sloupky přivařena vzpěra s ohnutými plochými tyčemi (pozice 6) pro nutnost uchycení elektroinstalační krabice. Pro snadnou manipulaci se samotným rámem, ale i s celým podavačem, jsou symetricky k těžišti přivařeny oka (pozice 7). K zajištění nutného pevného uchycení do podlahy slouží kotvicí patky (pozice 8) s otvory pro kotvicí šrouby. Pro uchycení zdvihacích válců jsou na základnu přivařeny 15 mm hrubé desky (pozice 9). Do těchto desek jsou zhotoveny závitové otvory dle rozměrů příruby pro válce.



Obr. 4.3 Rám podavače

4.2 Stůl

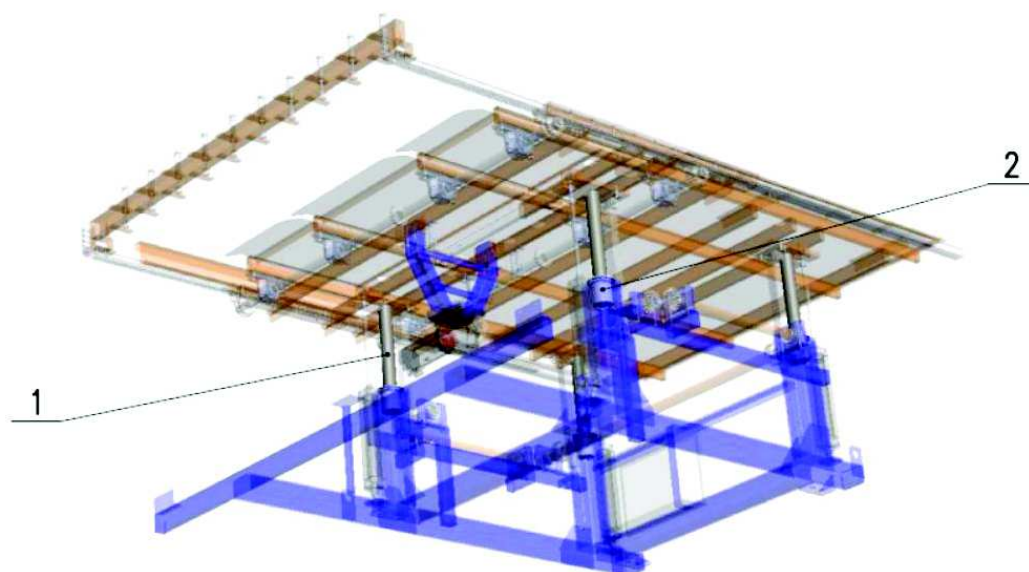
Stůl je rovněž navržen jako svarek z profilů. Základ stolu tvoří obdélníkové profily rozměru 80x40x3,2 (na obr. 4.3 pozice 1). Ze spodní strany stolu se nachází čtyři desky (pozice 2) pro uchycení vodících tyčí a hřebenů vedení stolu. K základním profilům jsou přivařeny také konzoly (pozice 3) pro uchycení zvedacích pístů. Na bočních stranách stolu se nachází dva žlaby (pozice 4) pro uložení hřebenů příčnicku. V deskách (pozice 5) jsou zhotoveny závitové otvory pro uložení ložiskových domků posuvu příčnicku. Pro uchycení pohonného servomotoru se nachází na stole patky (pozice 6). Z horní strany je stůl opatřen výztužným rámem a plechem (pozice 7) sloužícího pro položení podávaného koberce. V přední části stolu se nachází pevné krycí plechy (pozice 8).



Obr. 4.4 Stůl

4.3 Vodící tyče

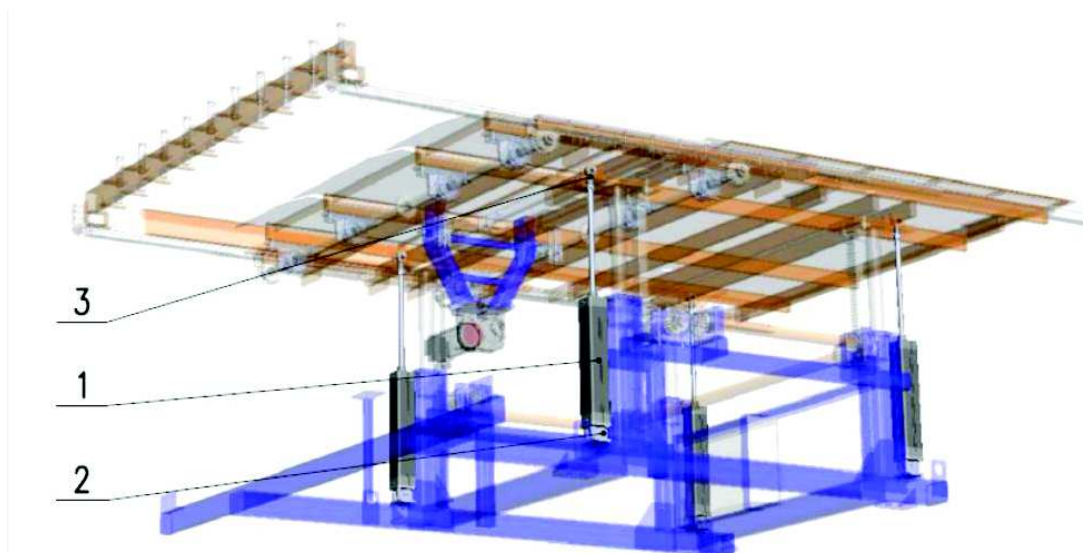
Pro zajištění vedení během požadovaného svislého zdvihu je stůl uložen do rámu na vodících tyčích (na obr. 4.4 pozice 1). Tyto tyče jsou uloženy v rámu do sloupků pomocí kluzných bronzových pouzder (pozice 2). Toto uložení je výhodné v ohledu na krytí tyčí a pouzder před nečistotami. Tyče jsou totiž kryty pomocí sloupků rámu. Ve vodícím pouzdru je umístěn stírací kroužek pro zabránění vniknutí nečistot do pouzder. Stůl podavače je upevněn k tyčím pomocí čtyř šroubů M30, tedy každá z tyčí je uchycena jedním šroubem.



Obr. 4.4 Vodící tyče

4.4 Zdvihací písty

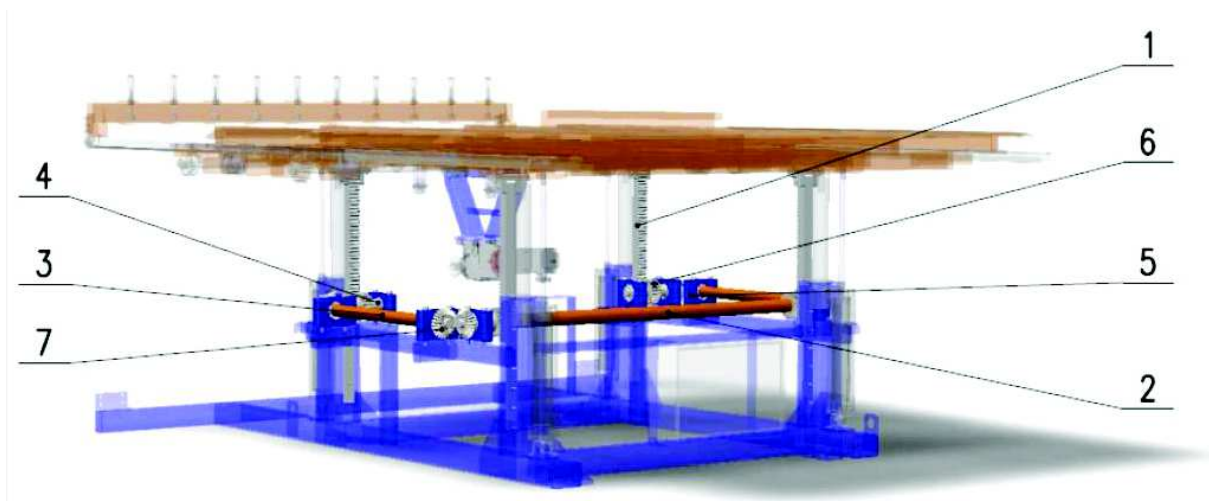
K zajištění požadovaného zdvihu stolu (přibližně 400 mm) je nutné použít čtveřici pneumatických pístů (na obr. 4.5 pozice 1). Písty jsou vždy umístěny v těsné blízkosti sloupku rámu. K rámu jsou přišroubovány konzoly (pozice 2). Spojení konzol a pístů je provedeno pomocí čepů. Ke stolu jsou pístnice ukotveny kyvnými oky (pozice 3) s čepy. Celé zařízení je připojeno k centrálnímu rozvodu stlačeného vzduchu. Proto je možno použít toto jednoduché a levné řešení zdvihu.



Obr. 4.5 Zdvih stolu zajištěný pneumatickými válci

4.5 Vedení stolu

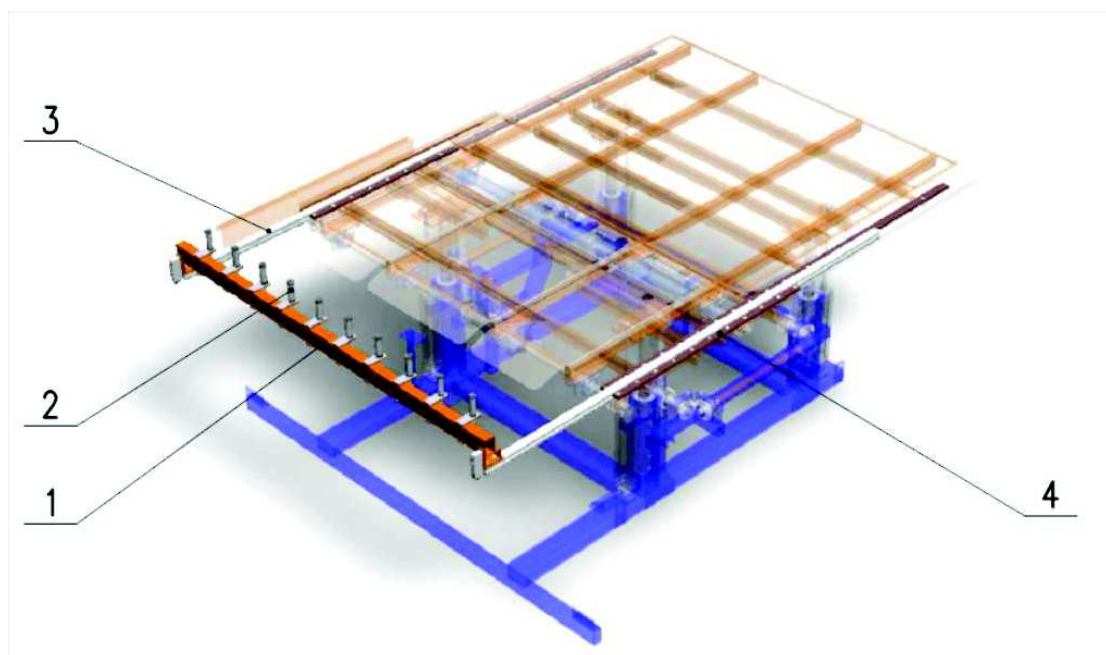
Jelikož stůl podavače má velké rozměry a zdvih je konán pneumatickými válci, je nutné zajistit vedení stolu. Během zvedání stolu by mohlo dojít k situaci, kdy nebudou všechny čtyři válce zvedat přesně stejnou rychlostí. Jako nejlepší možnost pro vedení je vedení pomocí soustavy ozubených hřebenů. Stejný mechanismus je použit pro vedení beranu topného lisu. Systém se skládá ze čtveřice ozubených hřebenů (na obr. 4.6 pozice 1), které jsou připevněny ke stolu konzolou a čepem. Na rám stroje jsou uloženy hřídele (pozice 2, 3 a 4) pomocí ložiskových domků (pozice 5) a valivých ložisek. Na dlouhé hřídeli (pozice 2) se nachází dvě čelní ozubená kola (pozice 6), které zabírají spolu s výše zmíněnými ozubenými hřebeny a na každém konci jedno kuželové kolo s přímými zuby (pozice 7). Na spojovací hřídeli (pozice 3) se nachází pouze kuželové kola. Krátké hřídele (pozice 4) jsou osazeny každá jedním z čelních ozubených kol, které opět zabírá spolu s hřebeny a jedním kuželovým kolem. Další z možností zajištění stejné polohy pístů je osazení snímači polohy a regulovat množství vzduchu přivedené do jednotlivých pístů. Nutné je osazení další řídicí elektronikou. Toto řešení je více nákladné a méně spolehlivé než mechanické vedení.



Obr. 4.6 Mechanické vedení stolu

4.6 Příčník

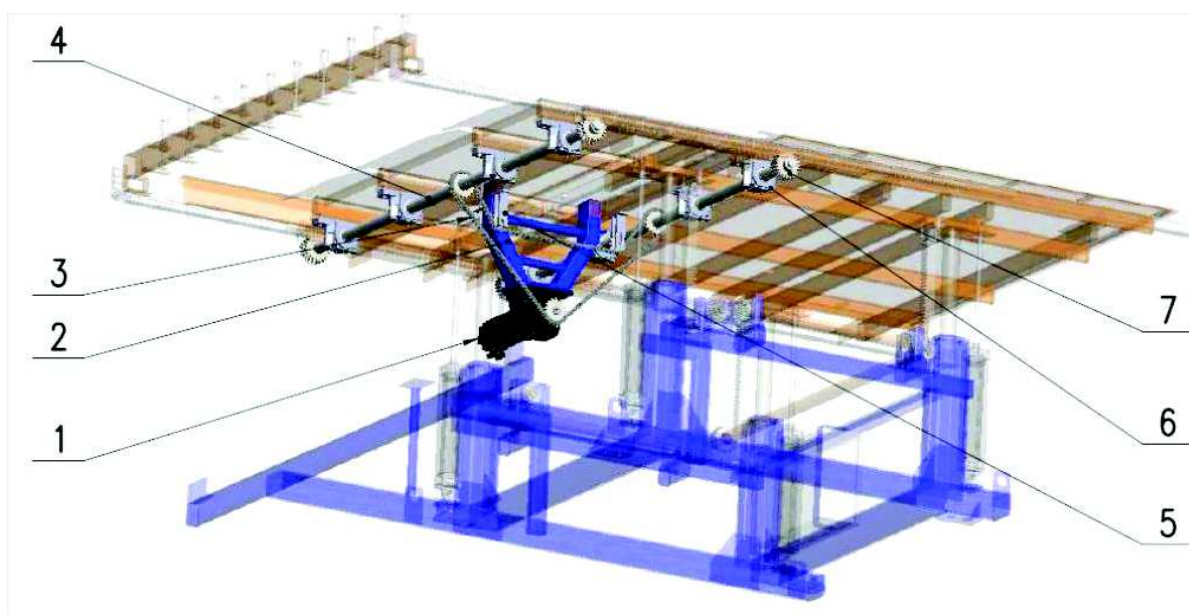
Slouží k uchopení koberce a jeho zatažení do topného lisu. Hlavní částí je svařenec tělesa příčníku (na obr. 4.7 pozice 1). Příčník je složen z obdélníkové trubky, patek pro uchycení k ozubeným hřebenům a konzol pro uchycení pneumatických válců (pozice 2) určených k uchopení podávaného koberce. Příčník je přišroubován k hlavním prvkům pro realizování potřebného pohybu, kterými jsou ozubené hřebeny (pozice 3). Hřebeny jsou po celé délce opatřeny drážkami, do kterých přesně zapadají bronzové vodící lišty (pozice 4). Vodící lišty jsou přišroubovány ke stolu podavače.



Obr. 4.7 Příčník

4.7 Posuv příčnicku

Zdrojem pohybu pro posuv příčnicku je servomotor opatřený čelní dvoustupňovou převodovkou (na obr. 4.8 pozice 1). Tento motor je uložen na konzole (pozice 2), která je přišroubována zespodu ke stolu. Dále se přenáší krouticí moment pomocí řetězového převodu (pozice 3) na dvojici hřídelů (pozice 4). Pro zajištění nutného napínání řetězu a s ohledem na konstrukci stolu jsou použity dvě napínací kladky (pozice 5). Hřídele jsou uloženy do ložiskových jednotek (pozice 6), které jsou přišroubovány ke spodní straně stolu. Na každém z konců hřídelů se nachází čelní ozubené kolo s přímými zuby (pozice 7). Tyto kola zabírají do ozubených hřebenů příčnicku.



Obr. 4.8 Posuv příčnicku

5. Pevnostní výpočty

Pevnostní výpočet byl proveden u nejvíce zatížených částí podavače. Všechny výpočty jsou provedeny pouze pro statické zatížení.

5.1 Kontrola ozubených hřebenů na ohyb

Hřebeny jsou namáhány v důsledku maximálního vyložení při podávání koberce. Tyto ozubené hřebeny jsou vyrobeny z polotovaru o příčném průřezu 50x50 mm a ozubení má přímé zuby a modul 5 mm. S ohledem na rozměry topného lisu mají hřebeny délku 3000 mm.

Celková hmotnost hřebenů a příčníku odvozená z 3D modelu

$$m_p = 123 \text{ kg}$$

Hmotnost podávaného koberce

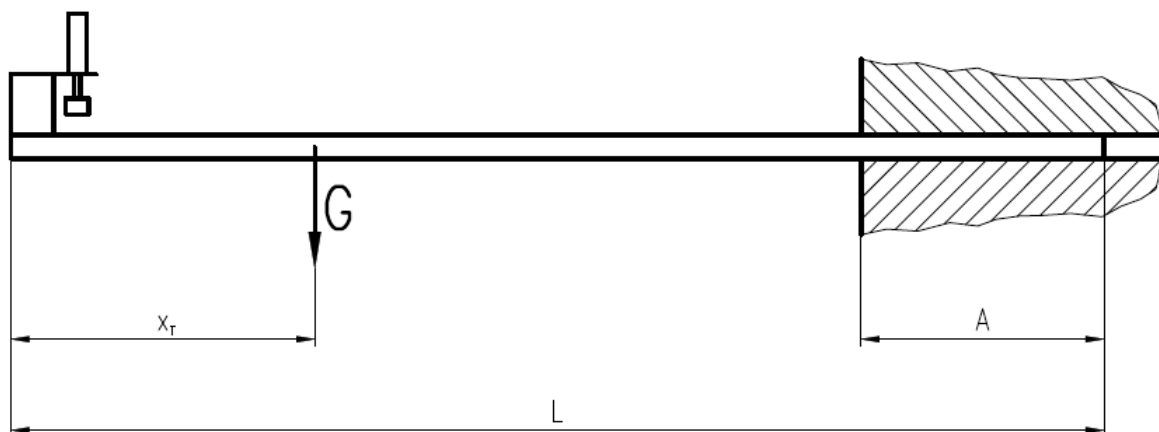
$$m_k = 30 \text{ kg}$$

Celková hmotnost

$$m_c = m_p + m_k = 123 + 30 = 153 \text{ kg} \quad (5.1)$$

Tíhová síla

$$G = m \cdot g = 153 \cdot 9,81 = 1500,9 \text{ N} \quad (5.2)$$



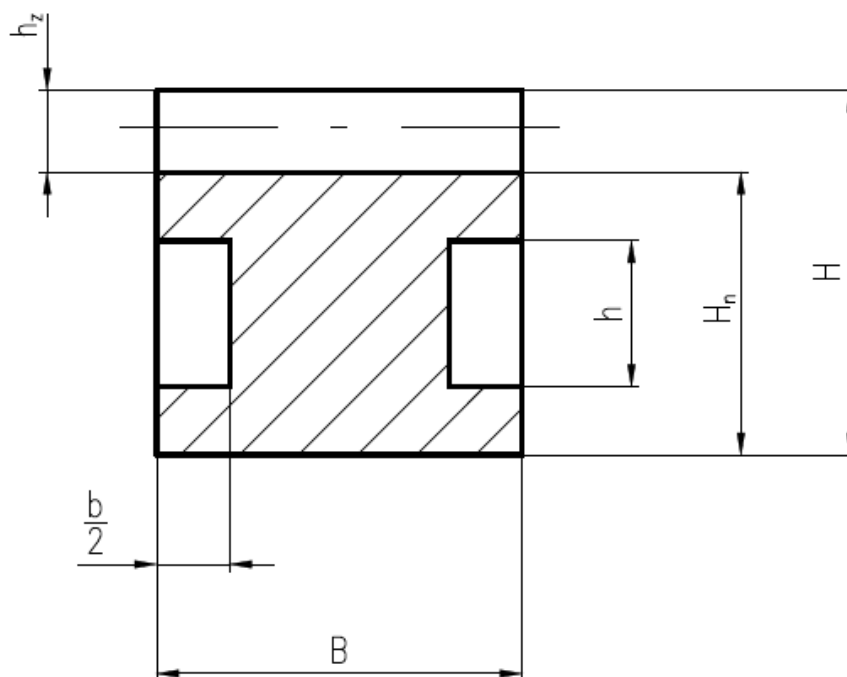
Obr. 5.1 Schéma odvození maximálního ohybového momentu ozubených hřebenů

Maximální ohybový moment určený podle obr. 5.1

$$M_{Oh} = \frac{G}{2} \cdot (L_h - A - x_T) = \frac{1500,9}{2} \cdot (3000 - 300 - 980) =$$

$$= 1\,290\,774 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.3)$$

Maximální ohybový moment byl odvozen dle *obr. 5.1*. Jelikož jsou na příčniku dva hřebeny, tak je tíhová síla vydělena dvěma. Proto je dále do výpočtů brána přímo tato hodnota.



Obr. 5.2 Nosný průřez hřebenů příčniku

Modul průřezu v ohybu pro plochu ve tvaru I podle [8]

$$W_{Oh} = \frac{B \cdot H^3 - b_d \cdot h_d^3}{6 \cdot H'} = \frac{B \cdot (H - 2,25 \cdot m_n) - b \cdot h^3}{6 \cdot (H - 2,25 \cdot m_n)} =$$

$$= \frac{50 \cdot (50 - 2,25 \cdot 5)^3 - 20 \cdot 20^3}{6 \cdot (50 - 2,25 \cdot 5)} = 11\,824,9 \text{ mm}^3 \quad (5.4)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{Oh} = \frac{M_{Oh}}{W_{Oh}} = \frac{1\,290\,774}{11\,824,9} = 109,2 \text{ MPa} \quad (5.5)$$

Materiál hřebenů je ocel 12 050.1 (normalizačně žíhaná) → dle [8] je mez kluzu $R_e = 305 \text{ MPa}$

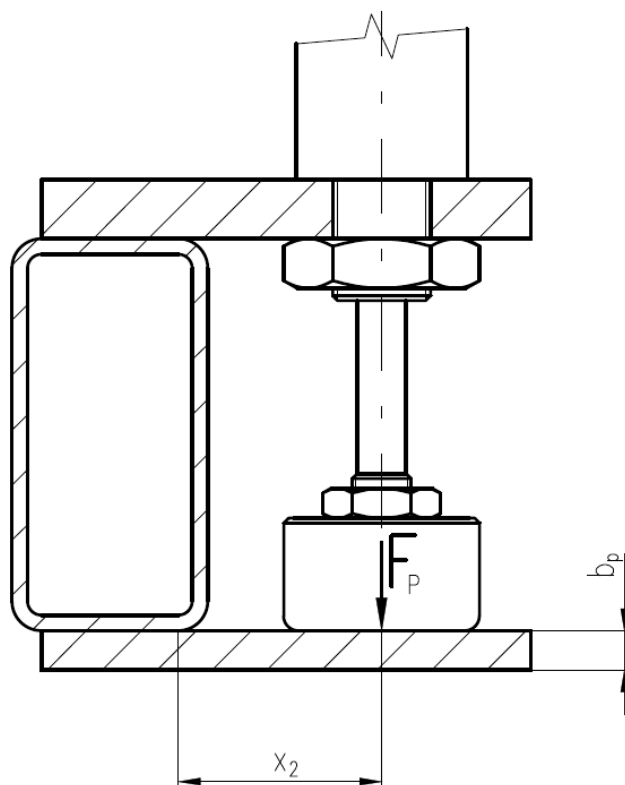
Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{Oh}} = \frac{305}{109,2} = 2,8 \quad (5.6)$$

S ohledem na charakter zatížení hřebenů a oblast aplikace celého zařízení musí být součinitel statické bezpečnosti větší než 2. Při daných rozměrech a zatížení ohybem tak ozubené **hřebeny staticky vyhovují**.

5.2 Kontrola patek příčniku na ohyb

Zařízení je připojeno k externímu zdroji stlačeného vzduchu o tlaku $p_{VZD} = 10 \text{ bar} = 1 \text{ MPa}$. Pro uchopení koberce je použito 10 kusů pneumatických válců s označením ISO 6432 1271.32.40.T. Vnitřní průměr pístu válce dle [12] je $d_p = 32 \text{ mm}$ a zdvih pístu $l_1 = 40 \text{ mm}$. Menší počet válců není možné použít, hrozilo roztržení měkkého materiálu při špatném uchopení.



Obr. 5.3 Schéma zatížení patky příčniku ohybem

Síla působící na píst

$$F_p = p_{VZD} \cdot S_p = p \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = 1 \cdot \frac{\pi \cdot 32^2}{4} = 804,2 \text{ N} \quad (5.7)$$

Maximální ohybový moment odvozený dle obr. 5.3

$$M_{Op} = F_p \cdot x_2 = 804,2 \cdot 50 = 40\,210 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.8)$$

Modul průřezu v ohybu pro obdélníkový průřez podle [8]

$$W_{Op} = \frac{1}{6} \cdot b_p \cdot h_p^2 = \frac{1}{6} \cdot 40 \cdot 8^2 = 426,7 \text{ mm}^3 \quad (5.9)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{Op} = \frac{M_{Op}}{W_{Op}} = \frac{40\,210}{426,7} = 94,2 \text{ MPa} \quad (5.10)$$

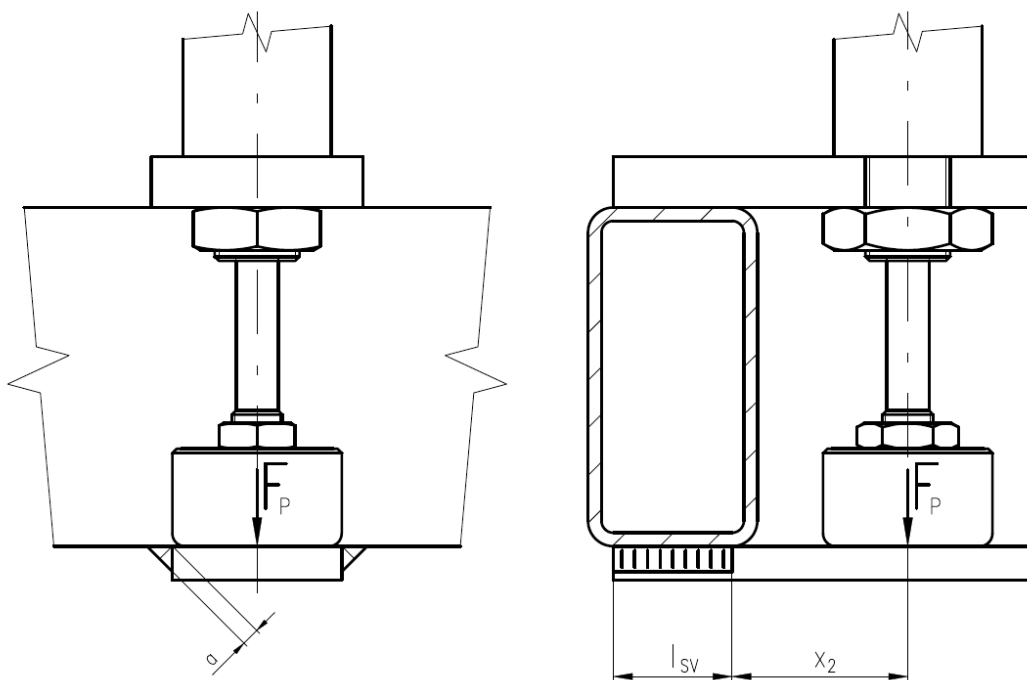
Materiál svařence příčnicku je ocel 11 343.0 (tepelně nezpracovaná) → dle [8] je mez kluzu $R_e = 235 \text{ MPa}$

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_O} = \frac{235}{94,2} = 2,5 \quad (5.11)$$

S ohledem na charakter zatížení patek příčnicku silou od pneumatického pístu a oblast aplikace celého zařízení musí být součinitel statické bezpečnosti větší než 2. Při daných rozměrech a zatížení ohybem tak **patky příčnicku staticky vyhovují**.

5.3 Výpočet koutových svarů patek na ohyb



Obr. 5.4 Zatížení svarů patek příčnicků ohybovým momentem od síly pístu

Maximální ohybový moment podle obr. 5.4

$$M_{OSV} = \frac{F_p}{2} \cdot (x_2 + l_{sv}) = \frac{804,2}{2} \cdot (50 + 50) = 40\,210 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.12)$$

Modul průřezu v ohybu pro obdélníkový příčný průřez je podle [8]

$$W_{OSV} = \frac{1}{6} \cdot a \cdot l_{sv}^2 = \frac{1}{6} \cdot 3 \cdot 50^2 = 1\,250 \text{ mm}^3 \quad (5.13)$$

V koutovém svaru dochází ke vzniku napětí s kolmou a rovnoběžnou složkou.

Ohybové napětí ve svaru

Kolmá složka napětí v koutovém svaru vzniká v důsledku působení síly pístu na rameni. Vzniká tak ohybový moment a v nosném průřezu svaru tak dochází ke vzniku ohybového napětí.

$$\tau_{\perp}^{M_o} = \frac{M_{O, \text{MAX}}}{W_{OSV}} = \frac{30\,158}{1\,250} = 32,2 \text{ MPa} \quad (5.14)$$

Smykové napětí ve svaru

Při zatížení koutového jednoduchou silou dochází ke vzniku dvou složek napětí. Při působení síly na určitém rameni dochází k namáhání ohybem ale současně v nosném průřezu vzniká i smykové napětí. Toto napětí tvoří rovnoběžnou složku výsledného napětí.

$$\tau_{\parallel} = \frac{F_p}{2 \cdot S_{SV}} = \frac{F_p}{2 \cdot a \cdot l_{SV}} = \frac{804,2}{2 \cdot 3 \cdot 50} = 2,7 \text{ MPa} \quad (5.15)$$

Při současném působení ohybového a smykového napětí je nutné vypočítat výsledné napětí. To je možné určit analyticky pomocí vztahu pro redukované napětí. Pro výpočet napětí v koutových svarech je nutné určit koeficienty pro jednotlivé složky. Pro běžnou oblast použití ve strojírenství jsou hodnoty dány podle [6] následovně:

koeficient pro kolmé napětí $k_{\perp} = 0,8$

koeficient pro rovnoběžné napětí $k_{\parallel} = 0,7$

Redukované napětí v koutovém svaru [6]

$$\begin{aligned} \sigma_{RED} &= \sqrt{\left(\frac{\sum \tau_{\perp}}{k_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\sum \tau_{\parallel}}{k_{\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^{M_o}}{k_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel}^{F_p}}{k_{\parallel}}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{32,2}{0,8}\right)^2 + \left(\frac{2,7}{0,7}\right)^2} = \\ &= 40,4 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (5.16)$$

Pro vypočtení statické bezpečnosti koutového svaru je nutné určit koeficient velikosti svaru. Tento parametr zohledňuje velikost nosného průřezu. Se zvětšujícím se charakteristickým rozměrem svaru se tento součinitel zmenšuje.

Součinitel velikosti svaru

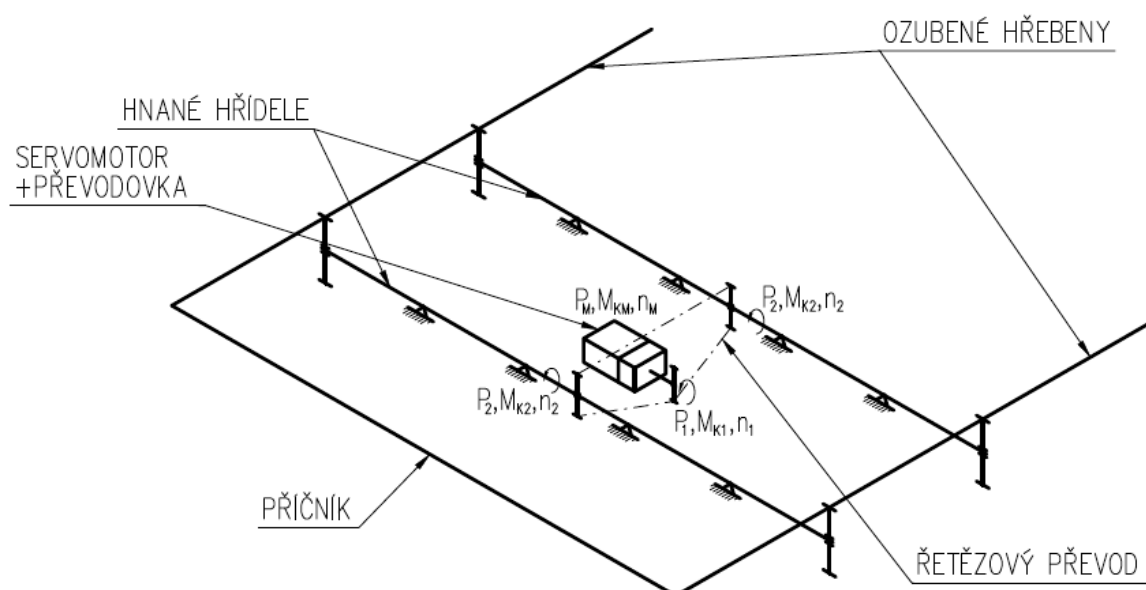
$$\beta_{SV} = 1,3 - 0,03 \cdot z = 1,3 - 0,03 \cdot \frac{a}{0,707} = 1,3 - 0,03 \cdot \frac{3}{0,707} = 1,173 \quad (5.17)$$

Statická bezpečnost pro koutový svar

$$k_s = \frac{\beta_{SV} \cdot R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{1,173 \cdot 235}{40,4} = 6,8 \quad (5.18)$$

Pro svary je v běžné praxi hodnota minimální bezpečnosti vyšší než v případě ostatních strojních součástí. Důvodem je vznik silně tepelně ovlivněné oblasti v místě svarového spoje a tím i vznik případného pnutí v konstrukci. Proto pro koutové svary je hodnota minimální bezpečnosti rovna 3. **Svary patek příčnicku tedy staticky vyhovují.**

5.4) Výpočet řetězového převodu

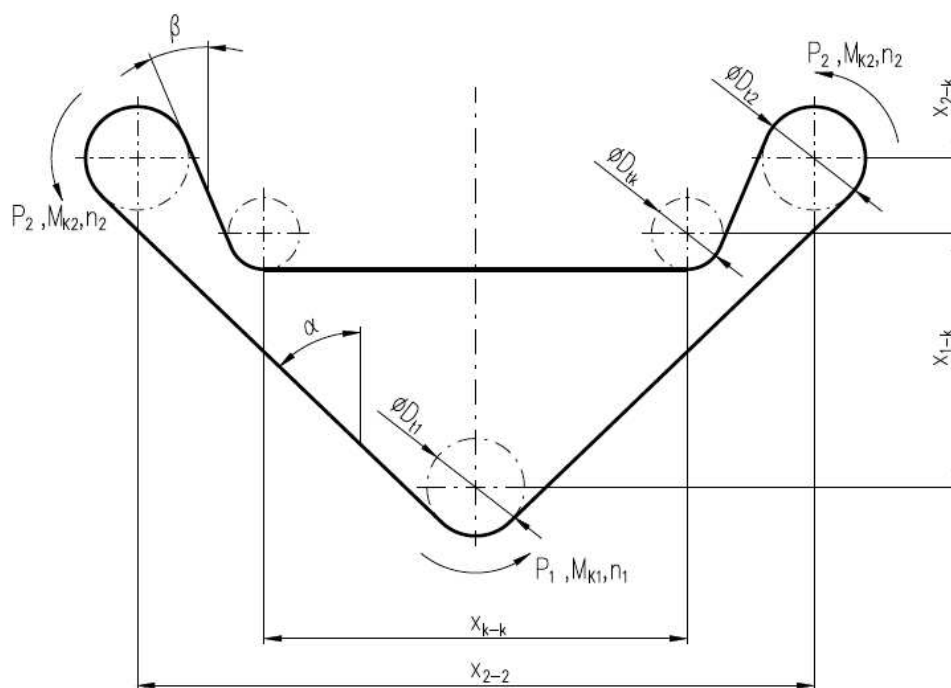


Obr. 5.5 Schéma posuvu příčnicku

Pro návrh řetězového převodu jsou vstupními hodnotami parametry zvoleného servomotoru a požadovaný převodový poměr. Pro tento převod by bylo možné použít převodový poměr roven jedné. Avšak s ohledem na rovnoměrné opotřebování součástí je volen převod jako reduktor s hodnotou převodového poměru 1,1.

Vstupní hodnoty pro řetězový převod

Krouticí moment servomotoru [14]	M_{KM}	=	13,1	N·m
Otáčky servomotoru [14]	n_M	=	1400	min ⁻¹
Převodový poměr dvoustupňové převodovky [14]	$i_{PŘ}$	=	13,95	-
Požadovaný převodový poměr	u	=	1,1	-
Tolerance převodového poměru	Δu	=	5	%



Obr. 5.6 Schéma řetězového převodu

Výkon servomotoru

$$P_M = M_{kM} \cdot \omega_M = M_{kM} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M = 13,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1400}{60} = 1920 \text{ W} = 1,92 \text{ kW} \quad (5.19)$$

Pro zvýšení krouticího momentu servomotoru a snížení otáček na potřebnou hodnotu je volena dvoustupňová převodovka s čelními ozubenými koly. V této převodovce dochází k pětiprocentní ztrátě vstupního výkonu. Účinnost převodovky $\eta_{p\check{R}}$ má podle [14] hodnotu 95 %.

Otáčky na výstupu z převodovky

$$i_{p\check{R}} = \frac{n_M}{n_1} \rightarrow n_1 = \frac{n_M}{i_{p\check{R}}} = \frac{1400}{13,95} = 100 \text{ min}^{-1} \quad (5.20)$$

Výkon na výstupu z převodovky

$$P_1 = P_M \cdot \eta_{p\check{R}} = 1,92 \cdot 0,95 = 1,83 \text{ kW} \quad (5.21)$$

Diagramový výkon

$$P_D = \frac{P_1}{\kappa \cdot \mu \cdot \varphi} = \frac{1,83}{0,75 \cdot 1 \cdot 1} = 2,43 \text{ kW} \quad (5.22)$$

Rozměry jednořadého řetězu 12-B-1 (3/4'' x 7/16'') podle normy [18]

Rozteč	t	=	19,05 mm
Vnitřní šířka článku	b_1	=	11,68 mm
Maximální šířka vnitřního článku	b_2	=	15,62 mm
Průměr válečku (tol. h10)	d_1	=	12,07 mm
Průměr čepu (tol. h9)	d_2	=	5,72 mm
Plocha kloubu	S_{KL}	=	89 mm²
Minimální zatížení při přetržení	F_{Pt}	=	27 kN

Počet zubů hnacího řetězového kola

$$z_1 = 17$$

Tab. 5.1 Minimální počty zubů pro řetězová kola [7]

obvodová rychlost v [m·s⁻¹]	<1	2	4	8	10	12	15
Minimální počet zubů z_{MIN}	9	11	17	19	21	23	25

Obvodová rychlost byla vypočtena dle vzorce 5.28 a má hodnotu $0,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pro malé obvodové rychlosti do $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ je minimální počet zubů hnacího řetězového kola $z_{1, MIN} = 9$ (podle tab. 5.1).

$$17 \geq 9 \rightarrow \text{počet zubů } z_1 \text{ vyhovuje}$$

Počet zubů hnaného řetězového kola

$$z_2 = u \cdot z_1 = 1,1 \cdot 17 = 18,7 \quad (5.23)$$

S ohledem na rovnoměrné opotřebování řetězu a řetězových kol je vhodné volit sudý počet zubů hnaného kola. Proto je volen počet zubů $z_2 = 18$

Skutečný převodový poměr

$$u_{SK} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{18}{17} = 1,06 \quad (5.24)$$

Skutečný převodový poměr řetězového převodu musí splňovat podmínku tolerance převodového poměru. Pro běžnou oblast použití převodů ve strojírenství má tato tolerance hodnotu 5 %.

Kontrola tolerance převodového poměru

$$u \cdot \left(1 - \frac{\Delta u}{100}\right) \leq u_{SK} \leq u \cdot \left(1 + \frac{\Delta u}{100}\right)$$
$$1,1 \cdot \left(1 - \frac{5}{100}\right) \leq 1,06 \leq 1,1 \cdot \left(1 + \frac{5}{100}\right) \quad (5.25)$$

$1,045 \leq 1,06 \leq 1,155 \rightarrow$ počty zubů z_1 a z_2 vyhovují toleranci převodového poměru

Roztečné průměry řetězových kol

$$D_{t1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{17}} = 103,674 \text{ mm} \quad (5.26)$$

$$D_{t2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{18}} = 109,705 \text{ mm} \quad (5.27)$$

Obvodová rychlost

$$v = \frac{\pi \cdot D_{t1} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 103,674 \cdot 122}{60} = 662,3 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 0,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.28)$$

Obvodová síla

$$F_1 = \frac{P_1}{v} = \frac{1\,830}{0,66} = 2\,772,7 \text{ N} \quad (5.29)$$

Z výše vypočtené obvodové síly je určena bezpečnost proti přetržení řetězu. V případě válečkových řetězů se tato bezpečnost určuje jako statická i dynamická. V součiniteli dynamické bezpečnosti jsou zohledněny vznikající rázy v převodu. Protože převod má malou obvodovou rychlost a chod celého zařízení je plynulý, tak je brána hodnota součinitele vznikajících rázů $Y = 1,6$.

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_S = \frac{F_{Pt}}{F_1} = \frac{27}{2,77} = 9,7 \quad (5.30)$$

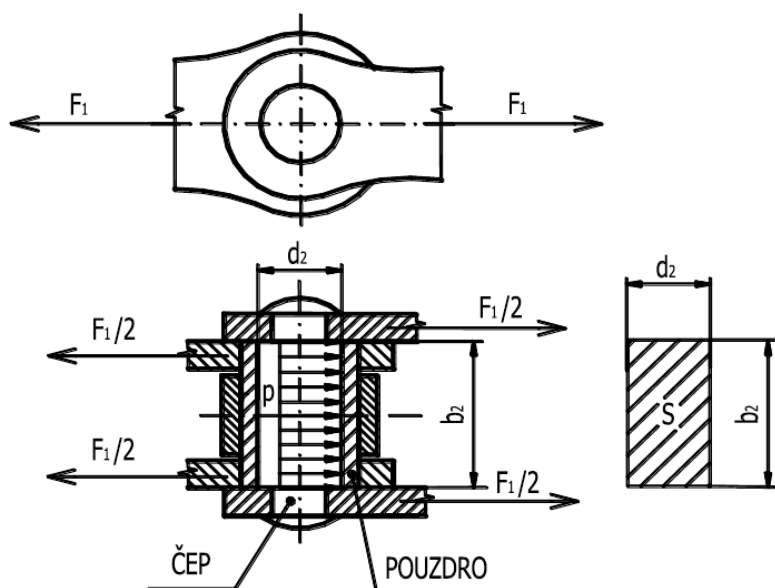
Pro běžnou oblast použití válečkových řetězů je brána minimální hodnota statické bezpečnosti podle [7] $k_{S, MIN} = 7$. Zvolená **velikost řetězu 12B-1 staticky vyhovuje**.

Součinitel dynamické bezpečnosti

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_1 \cdot Y} = \frac{27}{2,77 \cdot 1,6} = 6,1 \quad (5.31)$$

$k_D \geq 5 \rightarrow$ **vyhovuje**

Při běžném použití válečkových řetězů je minimální hodnota dynamické bezpečnosti podle [7] $k_{D, MIN} = 5$. Zvolená **velikost řetězu 12B-1 dynamicky vyhovuje**.



Obr. 5.7 Výpočet tlaku v kloubu válečkového řetězu

Výpočtový tlak v kloubu řetězu

$$p_V = \frac{F_1}{S} = \frac{2\,772,7}{89} = 28,1 \text{ MPa} \quad (5.32)$$

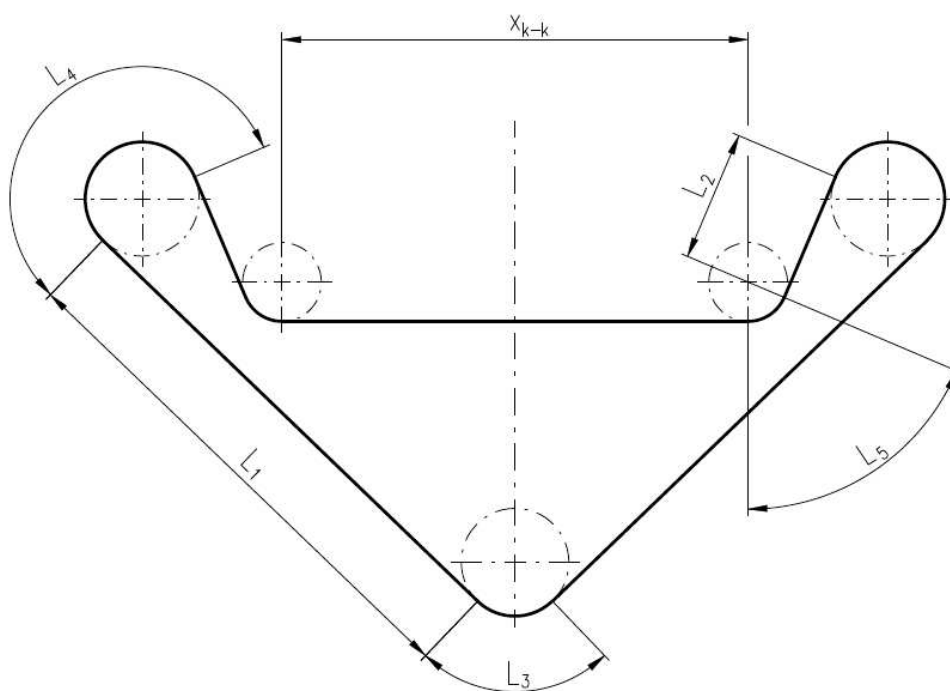
Dovolený tlak

$$p_D = p \cdot \lambda = 27,76 \cdot 1,24 = 34,4 \text{ MPa} \quad (5.33)$$

$p_V \leq p_D \rightarrow$ řetěz 12B-1 vyhovuje podmínce měrného tlaku v kloubu

Z konstrukčního řešení stolu a předchozích výpočtů jsou dány rozměry řetězového převodu

Roztečné průměr řetězových kol	D_{t1}	=	103,674	mm
	D_{t2}	=	109,705	mm
Počet zubů napínací kladky	z_k	=	12	-
Vzdálenost napínacích kladek	x_{k-k}	=	575	mm
Vzdálenost hnaných kol	x_{2-2}	=	950	mm
Svislá vzdálenost hnací kolo-kladka	x_{1-k}	=	360	mm
Svislá vzdálenost hnané kolo-kladka	x_{2-k}	=	115	mm
Úhel mezi řetězem a svislou přímkou	β	=	32	°



Obr. 5.7: Schéma odvození délky řetězu z konstrukčního řešení stolu

Roztečný průměr napínací kladky

$$D_{tk} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_k}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180^\circ}{12}} = 73,604 \text{ mm} \quad (5.34)$$

$$\alpha = \tan \frac{\frac{x_{2-2}}{2}}{x_{1-k} + x_{2-k}} = \frac{950}{2 \cdot (360 + 115)} = 1 \rightarrow \alpha = 45^\circ \quad (5.35)$$

$$\beta = 32^\circ$$

Délka řetězu mezi hnacím a hnaným kolem

$$L_1 = \sqrt{\left(\frac{x_{2-2}}{2}\right)^2 + (x_{1-k} + x_{2-k})^2} = \sqrt{\left(\frac{950}{2}\right)^2 + (360 + 115)^2} = 671,8 \text{ mm} \quad (5.36)$$

Délka řetězu mezi hnaným kolem a napínací kladkou

$$L_2 = \sqrt{\left(\frac{x_{2-2}}{2} - \frac{x_{k-k}}{2}\right)^2 + (x_{2-k})^2} = \sqrt{\left(\frac{950}{2} - \frac{575}{2}\right)^2 + (115)^2} = 220 \text{ mm} \quad (5.37)$$

Délka řetězu na hnacím kole

$$L_3 = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 2 \cdot \alpha \cdot \frac{D_{t1}}{2} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 2 \cdot 45^\circ \cdot \frac{103,674}{2} = 81,4 \text{ mm} \quad (5.38)$$

Délka řetězu na hnaném kole

$$L_4 = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot (180^\circ + \alpha - \beta) \cdot \frac{D_{t2}}{2} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot (180^\circ + 45^\circ - 32^\circ) \cdot \frac{109,705}{2} = 184,8 \text{ mm} \quad (5.39)$$

Délka řetězu na napínací kladce

$$L_5 = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot (90^\circ - \beta) \cdot \frac{D_{tk}}{2} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot (90^\circ - 32^\circ) \cdot \frac{73,604}{2} = 37,3 \text{ mm} \quad (5.40)$$

Celková délka řetězu

$$L = 2 \cdot L_1 + 2 \cdot L_2 + L_3 + 2 \cdot L_4 + 2 \cdot L_5 + x_{k-k} = 2 \cdot 671,8 + 2 \cdot 220 + 81,4 + 2 \cdot 184,8 + 2 \cdot 37,3 + 575 = 2\,884,2 \text{ mm} \quad (5.41)$$

Počet článků řetězu

$$L = x \cdot t \rightarrow x = \frac{L}{t} = \frac{2\,884,2}{19,05} = 151,4 \quad (5.42)$$

S ohledem na rovnoměrné opotřebování řetězu a řetězových kol volím sudý počet článků $x = 152$. Řetěz je tedy spojen pomocí spojovacího článku.

Specifikace řetězu

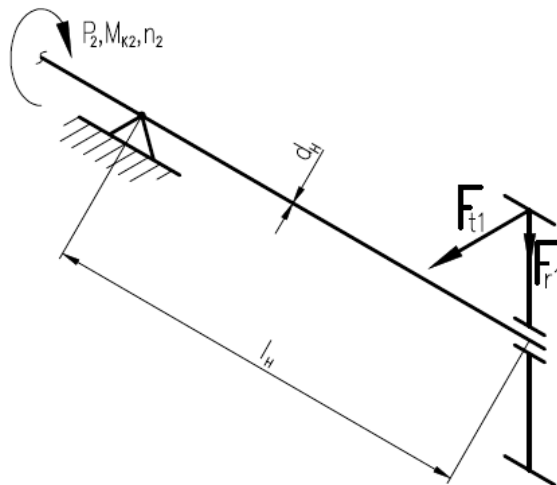
ŘETĚZ 122 ČLÁNKŮ 12B-1 ČSN 02 3311.2

Specifikace spojovacího článku

SPOJOVACÍ ČLÁNEK 12B-1 ČSN 02 3311.2

5.5 Výpočet hnané hřídele

Hřídele pohonu příčníku jsou zatíženy po celé délce krouticím momentem. Na každém z konců hřídele se nachází jedno ozubené kolo. Zatěžující krouticí moment na hřídeli je tedy roven polovině krouticího momentu na hnaném řetězovém kole. Dále je hřídel zatížena ohybovým momentem vznikajícím od tečné a radiální síly v ozubení. Oblast tohoto zatížení je pouze na letmém konci hřídele mezi ložiskovým domkem a kolem.



Obr. 5.8 Zatížení letmo uloženého konce hřídele od sil vznikajících v ozubení

Otáčky hnané hřídele

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{n_1}{n_2} \rightarrow n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{122}{1,06} = 115,1 \text{ min}^{-1} \quad (5.43)$$

Krouticí moment na hnané hřídeli

$$M_{K2} = M_{K1} \cdot i_{PŘ} = M_{km} \cdot i_{PŘ} = 13,1 \cdot 13,95 \cdot 1,06 = 194 \text{ N}\cdot\text{m} \quad (5.44)$$

Parametry ozubeného kola se standardním profilem pro pohon hřebenu

Typ ozubení	přímé zuby $\rightarrow \beta_{ok} = 0^\circ$		
Počet zubů	z_{ok}	=	22 -
Normální modul	m_n	=	5 mm
Úhel záběru	α_z	=	20 °

Roztečný průměr ozubení

$$D_{ok} = z_{ok} \cdot m_n = 22 \cdot 5 = 110 \text{ mm} \quad (5.45)$$

Při záběru ozubeného kola do ozubeného hřebenu dochází ke vzniku tečné síly od krouticího momentu. Dále je hřídel namáhána od radiální síly působící směrem do středu hřídele. Při použití ozubení se šikmými zuby vzniká také axiální síla. V tomto případě byly s ohledem na zatížení a požadavky na chod zvoleny zuby přímé. Tato axiální síla tedy při záběru vůbec nevzniká.

Tečná síla v ozubení

$$\frac{M_{k2}}{2} = F_{t1} \cdot \frac{D_{ok}}{2} \rightarrow F_{t1} = \frac{M_{k2}}{D_{ok}} = \frac{194 \cdot 10^3}{110} = 1\,763,6 \text{ N} \quad (5.46)$$

Radiální síla v ozubení

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_z = 1\,763,6 \cdot \tan 20^\circ = 642 \text{ N} \quad (5.47)$$

Ohybový moment působí ve dvou na sebe kolmých rovinách. Výsledný moment, který namáhá hřídel ohybem, je dán jako geometrický součet těchto momentů.

Ohybový moment od tečné síly

$$M_{Ot} = F_{t1} \cdot l_H = 1\,763,6 \cdot 230 = 405\,628 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.48)$$

Ohybový moment od radiální síly

$$M_{Or} = F_{r1} \cdot l_H = 642 \cdot 230 = 147\,660 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.49)$$

Celkový ohybový moment

$$M_{Oh} = \sqrt{M_{Ot}^2 + M_{Or}^2} = \sqrt{405\,628^2 + 147\,660^2} = 431\,668 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad (5.50)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_{Ohř} = \frac{M_{Ohř}}{W_{Ohř}} = \frac{M_O}{\frac{\pi \cdot d_H^3}{32}} = \frac{32 \cdot 431\,668}{\pi \cdot 50^3} = 37,4 \text{ MPa} \quad (5.51)$$

Napětí v krutu

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{\frac{M_{K2}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_H^3}{16}} = \frac{8 \cdot 194 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50^3} = 4,2 \text{ MPa} \quad (5.52)$$

Letmo uložený válcový konec hřídele je namáhán současně ohybem a krutem. Proto je nutné vypočítat redukované napětí. Pro strojní součásti jako jsou hřídele namáhány redukovaným napětím, je nejčastěji používána Guestova hypotéza pro výpočet tohoto výsledného napětí.

Redukované napětí podle Guesstovy hypotézy

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{37,4^2 + 4 \cdot 4,2^2} = 38,3 \text{ MPa} \quad (5.53)$$

Materiál hřídele je ocel 12 050.1 (normalizačně zíhaná) → podle [8] je mez kluzu

$R_e = 305 \text{ MPa}$

Součinitel statické bezpečnosti

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{305}{38,3} = 8 \quad (5.54)$$

U strojních součástí, jako jsou hřídele, je v běžné praxi hodnota minimální statické bezpečnosti 2. Vypočtená hodnota skutečné bezpečnosti zatížené hřídele je větší než 2, proto navržená **hřídel staticky vyhovuje**.

6. Závěr

Obsahem této bakalářské práce je konstrukce podavače určeného pro topný lis dle požadavků a technické dokumentace zadavatele práce, kterým je firma Presshydraulika. Toto zařízení je určeno pro vkládání koberců pro automobilový průmysl do pracovního prostoru lisu s topnými deskami. Podávaný materiál má tloušťku cca 5mm a jeho velikost je 2250 x 2000 mm.

Hlavní částí podavače je rám. Rozměry rámu jsou navrženy s ohledem na připojení podavaček k lisu a umístění dalších prvků podavače. Rám je řešen jako svařenec z běžných hutních polotovarů. Pro zajištění potřebného zdvihu jsou použity čtyři pneumatické válce. K dosažení přesné polohy stolu podavače slouží systém vedení stolu pomocí vodících tyčí a mechanického zabránění příčného stolu převzatého od zadavatele.

K zajištění potřebného lineárního pohybu pro vtažení koberce je použit systém ozubené kolo – ozubený hřeben. Ozubení má přímé zuby s modulem 5 mm. Výhody této aplikace je jednoduchost řešení, nižší cena oproti lineárním modulům a možnost úpravy hřebenů pro zajištění jejich vedení. Ozubené kola i hřebeny jsou vyrobeny z polotovarů firmy HABERKORN. S ohledem na poměrně malé zatížení a malé rychlosti posuvů jsou voleny oba prvky z normalizačně žíhané oceli 12 050.1. Ozubené hřebeny jsou vedeny pomocí bronzových lišt o průřezu 50x18. Tyto lišty jsou pevně přišroubovány ke stolu podavače.

Posuv příčnicku je realizován pomocí dvojce hřídelů, na jejichž koncích jsou ozubená kola, která zabírají do výše zmíněných ozubených hřebenů. Pro zdroj točivého pohybu byl zvolen servomotor firmy SEW-EURODRIVE opatřený převodovkou. Důvodem použití servomotoru místo elektromotoru je jeho vyšší záběrný moment a charakter otáčení hřídele. Posuv příčnicku je realizován pouze malým počtem otočení a je zde častá změna smyslu otáčení. Z výstupu převodovky je pohyb přenášen řetězovým převodem na obě hřídele.

Pro zajištění uchopení koberce je na příčnicku umístěno deset kusů pneumatických válců ISO 6432 1271.32.40.T výrobce Pneumax. S ohledem na možnost připojení zařízení k externímu zdroji stlačeného vzduchu o tlaku 10 bar jsou použity pneumatické válce i pro zajištění zdvihu stolu.

Celková hmotnost zařízení je cca 1600 kg. Maximální délka bez vytažených hřebenů je 2700 mm a maximální šířka má hodnotu 2900 mm. Výška podavače při nejnižší poloze je 1200 mm. Při maximálním zdvihu, který je 400 mm, je výška 1600 mm.

7. Seznam použité literatury

- [1] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990, 775 s. ISBN 80-03-00046-7.
- [2] BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990, 707 s. ISBN 80-03-00046-8.
- [3] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000, 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [4] DRASTÍK, F. a kol.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999, 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
- [5] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části pohonů strojů*. Skriptum VŠB – TUO, Ostrava, 2012, 128s. ISBN 978 – 80 – 248 – 1860 – 3.
- [6] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – části spojovací*. Skriptum VŠB - TUO, Ostrava, 2007, ISBN 978 – 80 – 248 – 1290 – 8.
- [7] KALÁB, K.: *Návrh, výpočet, montáž, mazání a údržba řetězového převodu, vysokoškolská příručka*. VŠB - TUO, Ostrava, 2014.
- [8] LEINVEBER, J. – VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2008, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [9] MORAVEC, Z.; HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*, skriptum VŠB - TUO. Ostrava, 2008, 64 s. ISBN 80-248-0878-1.
- [10] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*, skriptum VŠB - TUO. 2. dopl. vyd. Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.
- [11] *Hydraulické lis, hydraulická zařízení, elektronická vybavení*. PRESSHYDRAULIKA, 2010. Firemní katalog.
- [12] *Pneumatické válce, Pneumax*, 2004. Firemní katalog
- [13] *Pohonné elementy*, HABERKORN, 2013. Hlavní katalog
- [14] *Synchronous servo gearmotors*. SEW – EURODRIVE, 05/2010. Firemní katalog
- [15] DAMATIC: *Industrial manipulators* [online]. [cit. 2015-04-10]. URL: <<http://www.damatic.eu/manufacturing-automation/industrial-manipulators>>
- [16] PRESTAR: *Průmyslové manipulátory* [online]. [cit. 2015-04-10]. URL: <<http://www.prestar-lifting.cz/>>

[17] ŽDAS: *Kovací manipulátory* [online]. [cit. 2015-04-10]. URL:
<<http://www.zdas.cz/cs/content.aspx?id=21>>

[18] ČSN 02 3311 – *Válečkové řetězy*, rozměry. Praha, 1973.

Seznam příloh

Výkres sestavení podavače	MIC-0207-01
Kusovník pro sestavu	MIC-0207-01-K
Výkres svařence rámu	MIC-0207-01-01X
Výkres obrobeného rámu	MIC-0207-01-01
Výrobní výkresy jednotlivých dílů rámu	MIC-0207-01-01-01 až MIC-0207-01-01-11
Elektronická verze bakalářské práce na CD	